

日本国特許庁
JAPAN PATENT OFFICE

別紙添付の書類に記載されている事項は下記の出願書類に記載されている事項と同一であることを証明する。

This is to certify that the annexed is a true copy of the following application as filed with this Office.

出願年月日
Date of Application: 2004年 3月22日

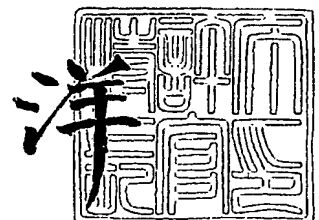
出願番号
Application Number: 特願2004-082299
[ST. 10/C]: [JP2004-082299]

出願人
Applicant(s): 日産自動車株式会社

2005年 3月18日

特許庁長官
Commissioner,
Japan Patent Office

小川



出証番号 出証特2005-3024547

【書類名】 特許願
【整理番号】 NM03-02573
【提出日】 平成16年 3月22日
【あて先】 特許庁長官 今井 康夫 殿
【国際特許分類】 F16H 3/08
【発明者】
 【住所又は居所】 神奈川県横浜市神奈川区宝町 2 番地 日産自動車株式会社内
 【氏名】 寺井 啓
【特許出願人】
 【識別番号】 000003997
 【氏名又は名称】 日産自動車株式会社
【代理人】
 【識別番号】 100072051
 【弁理士】
 【氏名又は名称】 杉村 興作
【手数料の表示】
 【予納台帳番号】 074997
 【納付金額】 21,000円
【提出物件の目録】
 【物件名】 特許請求の範囲 1
 【物件名】 明細書 1
 【物件名】 図面 1
 【物件名】 要約書 1
 【包括委任状番号】 9706785

【書類名】 特許請求の範囲**【請求項 1】**

個々のクラッチを介してエンジン回転を選択的に入力される第 1 入力軸および第 2 入力軸を具え、第 2 入力軸を中空として第 1 入力軸上に回転自在に嵌合し、

第 1 入力軸をエンジンから遠い第 2 入力軸の後端より突出させ、この突出した第 1 入力軸の後端部と、第 1 および第 2 入力軸に並置したカウンターシャフトとの間に、グループ分けした一方の変速段グループの歯車組をそれぞれ適宜伝動可能に設け、

第 2 入力軸および前記カウンターシャフト間に、グループ分けした他方の変速段グループの歯車組をそれぞれ適宜伝動可能に設け、

選択変速段に応じた変速後の回転を、第 1 入力軸またはカウンターシャフトの後端から軸線方向に出力するようにしたツインクラッチ式マニュアルトランスミッションにおいて、

前記第 2 入力軸およびカウンターシャフト間に設ける前記他方の変速段グループの歯車組は、第 2 入力軸上の歯車外径が第 1 入力軸および第 2 入力軸間に所定の軸受収納スペースを提供可能な変速段のうち最も低速段の歯車組をエンジンから最も遠い側に配置し、他の変速段のうち最高速段の歯車組をエンジンに最も近い側に配置したことを特徴とするツインクラッチ式マニュアルトランスミッション。

【請求項 2】

請求項 1 に記載のツインクラッチ式マニュアルトランスミッションにおいて、

エンジンから最も遠い側に配置する変速段の歯車組と、エンジンに最も近い側に配置する変速段の歯車組との間に配置する他の変速段の歯車組は、高速段の歯車組ほどエンジン寄りに配置したことを特徴とするツインクラッチ式マニュアルトランスミッション。

【請求項 3】

前記第 2 入力軸およびカウンターシャフト間に設ける前記他方の変速段グループが偶数変速段のグループである、請求項 1 または 2 に記載のツインクラッチ式マニュアルトランスミッションにおいて、

第 4 速の歯車組をエンジンから最も遠い側に配置したことを特徴とするツインクラッチ式マニュアルトランスミッション。

【請求項 4】

請求項 1 乃至 3 のいずれか 1 項に記載のツインクラッチ式マニュアルトランスミッションにおいて、

前記第 2 入力軸およびカウンターシャフト間に設ける前記他方の変速段グループの歯車組をそれぞれ適宜伝動可能にするための噛合機構を全てカウンターシャフト側に配置したことを特徴とするツインクラッチ式マニュアルトランスミッション。

【請求項 5】

請求項 1 ～ 4 のいずれか 1 項に記載のツインクラッチ式マニュアルトランスミッションにおいて、

前記エンジンに最も近い側に配置した歯車組と、該歯車の隣に配置された歯車組との間に、前記エンジンに最も近い側に配置した歯車組を適宜伝動可能にする専用の噛合機構を配置したことを特徴とするツインクラッチ式マニュアルトランスミッション。

【請求項 6】

前記第 2 入力軸およびカウンターシャフト間に設ける前記他方の変速段グループが第 2 速、第 4 速、第 6 速のグループである、請求項 4 または 5 に記載のツインクラッチ式マニュアルトランスミッションにおいて、

第 4 速の歯車組をエンジンから最も遠い側に配置し、第 6 速の歯車組をエンジンに最も近い側に配置し、これら歯車組間に第 2 速の歯車組を配置し、

前記カウンターシャフト側に配置する噛合機構として、第 2 速および第 4 速に兼用の噛合機構を第 2 速の歯車組および第 4 速の歯車組間に配置し、第 6 速に専用の噛合機構を第 2 速の歯車組および第 6 速の歯車組間に配置したことを特徴とするツインクラッチ式マニュアルトランスミッション。

【書類名】明細書

【発明の名称】ツインクラッチ式マニュアルトランスミッション

【技術分野】

【0001】

本発明は、エンジンとマニュアルトランスミッションとの間に、グループ分けした変速段別の自動クラッチを具え、これら自動クラッチの締結・解放切り替え（掛け替え制御）と、両変速段グループ間での変速段の交互選択とにより自動変速を行わせるのに有用な、所謂ツインクラッチ式マニュアルトランスミッションに関するものである。

【背景技術】

【0002】

かかるツインクラッチ式マニュアルトランスミッションとしては従来、例えば特許文献1に記載のように、個々の自動クラッチを介してエンジン回転を選択的に入力される第1入力軸および第2入力軸を具え、第2入力軸を中空として第1入力軸上に回転自在に嵌合し、第1入力軸をエンジンから遠い第2入力軸の後端より突出させ、この突出した第1入力軸の後端部と、第1および第2入力軸に並置したカウンターシャフトとの間に、グループ分けした一方の変速段グループの歯車組をそれぞれ適宜伝動可能に設け、第2入力軸およびカウンターシャフト間に、グループ分けした他方の変速段グループの歯車組をそれぞれ適宜伝動可能に設け、選択変速段に応じた変速後の回転を、エンジンに近いカウンターシャフトの前端から径方向に出力するようにしたフロントエンジン・フロントホイールドライブ車（FF車）用のツインクラッチ式マニュアルトランスミッションが知られている。

【0003】

かかるツインクラッチ式マニュアルトランスミッションの場合、一方の変速段グループにおける変速段を選択すると共に対応する自動クラッチを締結させた状態では、他方の変速段グループにおける何れの変速段も選択させないようにし、変速に当たっては、該他方の変速段グループにおける変速段を選択し、対応する自動クラッチを解放した状態で、上記一方の変速段グループに係わる自動クラッチを解放すると共に、上記他方の変速段グループに係わる自動クラッチを締結する、所謂クラッチの掛け替え制御と、両変速段グループ間での変速段の交互選択とにより自動変速を行わせることができ、マニュアルトランスミッションでありながらその自動変速化が可能となる。

【特許文献1】特開平8-320054号公報

【発明の開示】

【発明が解決しようとする課題】

【0004】

ところでFF車用のツインクラッチ式マニュアルトランスミッションは、変速後の回転を上記の通りエンジンに近いカウンターシャフトの前端から径方向に取り出すことから、また、変速機の組み立ての都合を考えると、特許文献1に図示されているように、カウンターシャフトをその前端において最大径とし、後端に向けて直径が徐々に小さくなるよう構成するのが好ましい。

【0005】

しかし、フロントエンジン・リヤホイールドライブ車（FR車）用のツインクラッチ式マニュアルトランスミッションにあっては、選択変速段に応じた変速後の回転を、エンジンから遠い第1入力軸またはカウンターシャフトの後端から軸線方向に出力する必要があることから、また、変速機の組み立ての都合やカウンターシャフトの強度を考えると、カウンターシャフトをその中程（第2入力軸の後端近傍）において最大径とし、この中程から前端および後端に向けて直径が徐々に小さくなるよう構成するのが好ましい。

【0006】

従って、特許文献1に記載された従来のFF車用ツインクラッチ式マニュアルトランスミッションにおけるカウンターシャフトは、FR車用ツインクラッチ式マニュアルトランスミッションのカウンターシャフトとして用いるには問題がある。

ちなみに本願出願人は、FR車用ツインクラッチ式マニュアルトランスミッションが従来

提案されていたとの情報を本願出願時に承知していない。

【0007】

ところで、カウンターシャフトをその中程において最大径とし、この中程から前端に向けて直径が徐々に小さくなるよう構成するという要求を満足するだけのためなら、第2入力軸およびカウンターシャフト間に設ける変速段グループの歯車組は、高速段であるほどカウンターシャフト上の歯車の外径が小さくなることから、エンジンに近い前側から順に高速段の歯車組を配置すれば足りる。

つまり、エンジンに近いカウンターシャフトの前端に高速段用の小径の歯車が設けられ、エンジンから遠ざかるにつれてカウンターシャフト上の歯車の外径が大きくなるため、カウンターシャフトをその中程において最大径とし、この中程から前端に向けて直径が徐々に小さくなるよう構成するという要求を満足させることができる。

【0008】

一方、第1入力軸およびこれに回転自在に嵌合した第2入力軸を変速機ケースに支承するに当たっては、特許文献1にも示されている通り、エンジンに近い第2入力軸の前端を変速機ケースに軸受し、第2入力軸から突出する第1入力軸の後端を変速機ケースに軸受して、変速機ケースに対する第1入力軸および第2入力軸の支承を行う。

ところで、上記のようにエンジンから最も遠い側に最低速段の歯車組を配置すると、この歯車組を構成する第2入力軸上の歯車の外径が最も小さいことから、この歯車が第2入力軸の後端および第1入力軸間における環状スペースの大きさを制約してしまう。

【0009】

この場合、第2入力軸の後端および第1入力軸間の環状スペースにニードルベアリングなどの軸受を収納し得なくなる。

かといって、第1入力軸に当該ニードルベアリングが入り込む環状溝を形成したので第1入力軸の強度低下を招き、この対策は採用困難である。

これに代えて、ニードルベアリングを歯車が存在しない位置までエンジン側に移動させることも考えられるが、この場合ニードルベアリングが、第2入力軸の前端および第1入力軸の前端間における軸受に接近して軸受スパンが小さくなり、両入力軸間の軸受剛性が不足気味となって、この対策も採用困難である。

【0010】

本発明は、上述の実情に鑑み、第2入力軸およびカウンターシャフト間に設ける変速段グループの歯車組を軸線方向に適切に配置することにより、第1入力軸に軸受収納用の環状溝を形成することなく第2入力軸の後端および第1入力軸間の環状スペースに軸受を収納し得るようになすと共に、カウンターシャフトを中程で最大径とし前端に向けて直径が小さくなるよう構成するという前記の要求を満足させ得るようにした、特にFR車に有用なツインクラッチ式マニュアルトランスミッションを提供することを目的とする。

【課題を解決するための手段】

【0011】

この目的のため、本発明によるツインクラッチ式マニュアルトランスミッションは、請求項1に記載した以下のごときものとする。

先ず前提となるツインクラッチ式マニュアルトランスミッションは、

個々のクラッチを介してエンジン回転を選択的に入力される第1入力軸および第2入力軸を具え、第2入力軸を中空として第1入力軸上に回転自在に嵌合し、

第1入力軸をエンジンから遠い第2入力軸の後端より突出させ、この突出した第1入力軸の後端部と、第1および第2入力軸に並置したカウンターシャフトとの間に、グループ分けした一方の変速段グループの歯車組をそれぞれ適宜伝動可能に設け、

第2入力軸および前記カウンターシャフト間に、グループ分けした他方の変速段グループの歯車組をそれぞれ適宜伝動可能に設け、

選択変速段に応じた変速後の回転を、第1入力軸またはカウンターシャフトの後端から軸線方向に出力するようにしたものである。

【0012】

かかるツインクラッチ式マニュアルトランスミッションに対し、本発明においては、第2入力軸およびカウンターシャフト間に設ける上記他方の変速段グループの歯車組を以下のように配置する。

つまり、第2入力軸上の歯車外径が第1入力軸および第2入力軸間に所定の軸受収納スペースを提供可能な変速段のうち最も低速段の歯車組をエンジンから最も遠い側に配置し

、他の変速段のうち最高速段の歯車組をエンジンに最も近い側に配置する。

【発明の効果】

【0013】

かかる本発明のツインクラッチ式マニュアルトランスミッションによれば、第2入力軸およびカウンターシャフト間に設ける変速段グループの歯車組の配置に際し、

第2入力軸上の歯車外径が第1入力軸および第2入力軸間に所定の軸受収納スペースを提供可能な変速段のうち最も低速段の歯車組をエンジンから最も遠い側に配置したから、

第1入力軸に軸受収納用の環状溝を形成することなく、第2入力軸の後端および第1入力軸間に所定の軸受収納スペースを確保することができ、第1入力軸の強度低下を伴うことなく、第2入力軸の後端および第1入力軸間に軸受を収納することが可能となる。

従って本発明によれば、両入力軸間に設ける軸受の軸受スパンを大きくし得て両入力軸間の軸受剛性を高く保つことができる。

【0014】

本発明によれば更に、第2入力軸およびカウンターシャフト間に設ける変速段グループの歯車組の配置に際し、上記以外の他の変速段のうち最高速段の歯車組をエンジンに最も近い側に配置するため、

当該歯車組を成すカウンターシャフト上の歯車が最高速段故に小径であることから、エンジンに近いカウンターシャフトの前端を小径にすることができ、

カウンターシャフトを中程から前端に向けて直径が小さくなるよう構成するという、前記した組み立て上の要求および強度上の要求をも満足させることができる。

【発明を実施するための最良の形態】

【0015】

以下、本発明の実施の形態を、図面に示す実施例に基づき詳細に説明する。

図1は、本発明の一実施例になるツインクラッチ式マニュアルトランスミッションの骨子図を示し、図2は、同ツインクラッチ式マニュアルトランスミッションの実体構成図を示し、本実施例においては、このツインクラッチ式マニュアルトランスミッションを、フロントエンジン・リヤホイールドライブ車（FR車）用に有用な以下の構成とする。

【0016】

図中1は、変速機ケースを示し、この変速機ケース1内に収納した後述の歯車変速機構と、エンジン（図1にクランクシャフト2のみを示す）との間には図1のごとく、奇数変速段（第1速、第3速、第5速、後退）用の自動クラッチC1、および、偶数変速段（第2速、第4速、第6速）用の自動クラッチC2を介在させ、

両クラッチC1、C2はトーショナルダンパ3を介して緩衝下にエンジンクランクシャフト2に結合する。

変速機ケース1内には更に、トーショナルダンパ3を介して常時エンジン駆動されるオイルポンプ4を設け、これからの作動油を媒体として後述するクラッチC1、C2の締結制御を含む変速段選択制御を実行するものとする。

【0017】

変速機ケース1内に収納した歯車変速機構を、図2も併せ参照しつつ以下に説明するに、これは、奇数変速段クラッチC1および偶数変速段クラッチC2を介してトーショナルダンパ3からのエンジン回転を選択的に入力される第1入力軸5および第2入力軸6を具える。

第2入力軸6は中空とし、これを第1入力軸5上に嵌合するが、両者間の環状スペースにフロント側ニードルベアリング7およびリヤ側ニードルベアリング8を介在させて、内

側の第1入力軸5および外側の第2入力軸6を相互に同心状態で回転自在とする。

【0018】

上記のごとく相互に回転自在に嵌合した第1入力軸5および第2入力軸6の、エンジン側における前端を変速機ケース1の前壁1aに貫通して対応するクラッチC1, C2に結合する。

第2入力軸6の前端外周をボールベアリング9により変速機ケース1の前壁1aに回転自在に支承し、その近傍に上記のフロント側ニードルベアリング7を配置し、リヤ側ニードルベアリング8をエンジンから遠い第2入力軸6の後端に配置する。

第1入力軸5を第2入力軸6の後端から突出させ、この突出した第1入力軸5の後端部5aを変速機ケース1の中間壁1bに貫通すると共に、この貫通部において第1入力軸5の後端部5aをボールベアリング10により変速機ケース1の中間壁1bに回転自在に支承する。

【0019】

第1入力軸5の後端部5aに同軸に突き合わせて出力軸11を設け、この出力軸11をテーパローラベアリング12およびアキシヤルベアリング13により変速機ケース1の後端壁1cに回転自在に支承すると共に、ニードルベアリング14を介して第1入力軸5の後端部5aに回転自在に支承する。

第1入力軸5、第2入力軸6、および出力軸11に並行に配してカウンターシャフト15を設け、これをローラベアリング16, 17, 18により変速機ケース1の前壁1a、中間壁1b、および後端壁1cに回転自在に支持する。

カウンターシャフト15の後端にはカウンターギヤ19を一体回転可能に設け、これと同じ軸直角面内に配して出力軸11に出力歯車20を設け、これらカウンターギヤ19および出力歯車20を相互に噛合させてカウンターシャフト15を出力軸11に駆動結合する。

【0020】

第1入力軸5の後端部5aとカウンターシャフト15との間に奇数変速段（第1速、第3速、後退）グループの歯車組、つまり、エンジンに近いフロント側から順次、第1速歯車組G1、後退歯車組GR、および第3速歯車組G3を配して設ける。

第1速歯車組G1および後退歯車組GRは第2入力軸6の後端と変速機ケース中間壁1bとの間に配置し、第3速歯車組G3は変速機ケース中間壁1bの反対側においてその直近に配置する。

【0021】

第1速歯車組G1は、第1入力軸5の後端部5aに一体成形した第1速入力歯車21と、カウンターシャフト15上に回転自在に設けた第1速出力歯車22とを相互に噛合させて構成する。

後退歯車組GRは、第1入力軸5の後端部5aに一体成形した後退入力歯車23と、カウンターシャフト15上に回転自在に設けた後退出力歯車24と、これら歯車23, 24に噛合してこれら歯車23, 24間を逆転下に駆動結合するリバースアイドルギヤ25とで構成し、リバースアイドルギヤ25を、変速機ケース中間壁1bに植設した軸25aにより回転自在に支持する。

第3速歯車組G3は、第1入力軸5の後端部5aに回転自在に設けた第3速入力歯車26と、カウンターシャフト15に駆動結合して設けた第3速出力歯車27とを相互に噛合させて構成する。

【0022】

カウンターシャフト15には更に、第1速出力歯車22および後退出力歯車24間に配して1速-後退用同期噛合機構28を設け、

そのカップリングスリーブ28aを図示の中立位置から左行させてクラッチギヤ28bに噛合させるとき、第1速出力歯車22がカウンターシャフト15に駆動結合されて後述するごとく第1速を選択可能なものとし、

カップリングスリーブ28aを図示の中立位置から右行させてクラッチギヤ28cに噛合させるとき、後退出力歯車24がカウンターシャフト15に駆動結合されて後述するごとく後退を選択可能なものとする。

【0023】

第 1 入力軸 5 の後端部 5a には更に、第 3 速入力歯車 26 および出力歯車 20 間に配して 3 速 - 5 速用同期嚙合機構 29 を設け、

そのカップリングスリーブ 29a を図示の中立位置から左行させてクラッチギヤ 29b に嚙合させるとき、第 3 速入力歯車 26 が第 1 入力軸 5 に駆動結合されて後述するごとく第 3 速を選択可能なものとし、

カップリングスリーブ 29a を図示の中立位置から右行させてクラッチギヤ 29c に嚙合させるとき、第 1 入力軸 5 が出力歯車 20 (出力軸 11) に直結されて後述するごとく第 5 速を選択可能なものとする。

【 0 0 2 4 】

中空の第 2 入力軸 6 とカウンターシャフト 15 との間には、偶数変速段 (第 2 速、第 4 速、第 6 速) グループの歯車組、つまり、エンジンに近いフロント側から順次、第 6 速歯車組 G6、第 2 速歯車組 G2、および第 4 速歯車組 G4 を配して設ける。

第 6 速歯車組 G6 は変速機ケース 1 の前壁 1a に沿うよう第 2 入力軸 6 の前端に配置し、第 4 速歯車組 G4 は第 2 入力軸 6 の後端に配置し、第 2 速歯車組 G2 は第 2 入力軸 6 の両端間中央部に配置する。

【 0 0 2 5 】

第 6 速歯車組 G6 は、第 2 入力軸 6 の外周に一体成形した第 6 速入力歯車 30 と、カウンターシャフト 15 上に回転自在に設けた第 6 速出力歯車 31 とを相互に嚙合させて構成する。

第 2 速歯車組 G2 は、第 2 入力軸 6 の外周に一体成形した第 2 速入力歯車 32 と、カウンターシャフト 15 上に回転自在に設けた第 2 速出力歯車 33 とを相互に嚙合させて構成する。

第 4 速歯車組 G4 は、第 2 入力軸 6 の外周に一体成形した第 4 速入力歯車 34 と、カウンターシャフト 15 上に回転自在に設けた第 4 速出力歯車 35 とを相互に嚙合させて構成する。

【 0 0 2 6 】

ここで、第 2 入力軸 6 とカウンターシャフト 15 との間に設ける偶数変速段 (第 2 速、第 4 速、第 6 速) グループの歯車組 G2, G4, G6 を上記のように配置した理由、つまり、エンジンに近いフロント側から順次、第 6 速歯車組 G6、第 2 速歯車組 G2、および第 4 速歯車組 G4 を配置した理由を説明する。

【 0 0 2 7 】

これら偶数変速段 (第 2 速、第 4 速、第 6 速) グループの歯車組 G2, G4, G6 の配置に当たっては、

第 1 および第 2 入力軸 5, 6 間に介在させるニードルベアリング 7, 8 のうち後方のニードルベアリング 8 を軸受スパンの関係で第 2 入力軸 6 の後端近傍に位置させるのが良いという前記の要求、および、カウンターシャフト 15 は強度上そして歯車の組み立て上、偶数変速段 (第 2 速、第 4 速、第 6 速) グループと奇数変速段 (第 1 速、第 3 速、第 5 速、後退) グループとの間の境界位置に相当する中程を最大径とし、前端に向かうにつれ直径が漸減する形状であるのが良いという前記の要求に鑑み、

先ず、第 2 入力軸 6 上に形成する入力歯車 30, 32, 34 のうち、外径が第 1 入力軸 5 および第 2 入力軸 6 間にニードルベアリング 8 の軸受収納スペースを提供可能な入力歯車 30, 34 に係わる変速段 (第 6 速および第 4 速) を選択し、これら変速段のうち最も低速段 (第 4 速) の歯車組 G4 をエンジンから最も遠い側に配置し、

他の変速段 (第 6 速および第 2 速) のうち最高速段 (第 6 速) の歯車組 G6 をエンジンに最も近い側に配置し、

残りの変速段 (第 2 速) の歯車組 G2 を両側の歯車組 G4, G6 間に配置する。

【 0 0 2 8 】

なお図示例では、偶数変速段が第 2 速、第 4 速、第 6 速の 3 個であるため、両側の歯車組間に配置する残りの変速段が第 2 速のみの 1 個であって、当該残りの変速段間での配列順が問題になることはないが、両側の歯車組間に配置する残りの変速段が複数である場合これら変速段の歯車組は、カウンターシャフト 15 を中程から前端に向けて細くするという前記の要求から、高速段の歯車組ほどエンジン寄りに配置すべきであることは言うまでもない。

【0029】

ところで図示例においては、第2速歯車組G2を成すカウンターシャフト15上の歯車33が、第4速歯車組G4を成すカウンターシャフト15上の歯車35より大径であって、歯車33の設置個所におけるカウンターシャフト15の外径が、歯車35の設置個所における外径よりも大きくなる傾向になるが、このような傾向は、歯車33およびカウンターシャフト15間に環状スパーサ36（図2参照）を介在させる等の対策により容易に解消することができ、カウンターシャフト15を中程から前端に向けて細くするという前記の要求が、前記歯車組の配置によって満足され得なくなるということはない。

【0030】

カウンターシャフト15には更に、第6速出力歯車31および第2速出力歯車33間に配して6速専用の同期嚙合機構37を設け、

そのカップリングスリーブ37aを図示の中立位置から左行させてクラッチギヤ37bに嚙合させるとき、第6速出力歯車31がカウンターシャフト15に駆動結合されて後述するごとく第6速を選択可能なものとする。

またカウンターシャフト15には、第2速出力歯車33および第4速出力歯車35間に配して2速-4速用同期嚙合機構38を設け、

そのカップリングスリーブ38aを図示の中立位置から左行させてクラッチギヤ38bに嚙合させるとき、第2速出力歯車33がカウンターシャフト15に駆動結合されて後述するごとく第2速を選択可能なものとし、

カップリングスリーブ38aを図示の中立位置から右行させてクラッチギヤ38cに嚙合させるとき、第4速出力歯車35がカウンターシャフト15に駆動結合されて後述するごとく第4速を選択可能なものとする。

【0031】

上記の実施例になるツインクラッチ式マニュアルトランスミッションの作用を次に説明する。

動力伝達を希望しない中立（N）レンジや駐車（P）レンジにおいては、クラッチC1、C2の双方を締結しておくが、同期嚙合機構28、29、37、38のカップリングスリーブ28a、29a、37a、38aを全て図示の中立位置にして、ツインクラッチ式マニュアルトランスミッションが動力伝達を行わないようにする。

前進動力伝達を希望するDレンジや、後退動力伝達を希望するRレンジにおいては、オイルポンプ4からの作動油を媒体として以下のごとくに同期嚙合機構28、29、37、38のカップリングスリーブ28a、29a、37a、38aおよびクラッチC1、C2を制御することにより各前進変速段や、後退変速段を選択することができる。

【0032】

Dレンジで第1速を希望する場合、締結状態だったクラッチC1を解放し、同期嚙合機構28のカップリングスリーブ28aを左行させて歯車22をカウンターシャフト15に駆動結合し、その後クラッチC1を締結する。

これによりクラッチC1からのエンジン回転が第1入力軸5、第1速歯車組G1、カウンターシャフト15、および出力歯車組19、20を経て出力軸11より軸線方向に出力され、第1速での動力伝達を行うことができる。

なお、第1速の選択が発進用のものである時は、それ用にクラッチC1の締結進行制御を行うこと、勿論である。

【0033】

第1速から第2速へのアップシフトに際しては、締結状態のクラッチC2を解放し、同期嚙合機構38のカップリングスリーブ38aを左行させて歯車33をカウンターシャフト15に駆動結合し、その後クラッチC1を解放すると共にクラッチC2を締結すること（クラッチの掛け替え）により第1速から第2速へのアップシフトを行う。

かかるアップシフトの完了後、同期嚙合機構28のカップリングスリーブ28aを中立位置に戻して歯車22をカウンターシャフト15から切り離し、その後クラッチC1を締結しておく。

これによりクラッチC2からのエンジン回転が第2入力軸6、第2速歯車組G2、カウンターシャフト15、および出力歯車組19,20を経て出力軸11より軸線方向に出力され、第2速での動力伝達を行うことができる。

【0034】

第2速から第3速へのアップシフトに際しては、締結状態のクラッチC1を解放し、同期啮合機構29のカップリングスリーブ29aを左行させて歯車26を第1入力軸5に駆動結合し、その後クラッチC2を解放すると共にクラッチC1を締結すること（クラッチの掛け替え）により第2速から第3速へのアップシフトを行う。

かかるアップシフトの完了後、同期啮合機構38のカップリングスリーブ38aを中立位置に戻して歯車33をカウンターシャフト15から切り離し、その後クラッチC2を締結しておく。

これによりクラッチC1からのエンジン回転が第1入力軸5、第3速歯車組G3、カウンターシャフト15、および出力歯車組19,20を経て出力軸11より軸線方向に出力され、第3速での動力伝達を行うことができる。

【0035】

第3速から第4速へのアップシフトに際しては、締結状態のクラッチC2を解放し、同期啮合機構38のカップリングスリーブ38aを右行させて歯車35をカウンターシャフト15に駆動結合し、その後クラッチC1を解放すると共にクラッチC2を締結すること（クラッチの掛け替え）により第3速から第4速へのアップシフトを行う。

かかるアップシフトの完了後、同期啮合機構29のカップリングスリーブ29aを中立位置に戻して歯車26を第1入力軸5から切り離し、その後クラッチC1を締結しておく。

これによりクラッチC2からのエンジン回転が第2入力軸6、第4速歯車組G4、カウンターシャフト15、および出力歯車組19,20を経て出力軸11より軸線方向に出力され、第4速での動力伝達を行うことができる。

【0036】

第4速から第5速へのアップシフトに際しては、締結状態のクラッチC1を解放し、同期啮合機構29のカップリングスリーブ29aを右行させて第1入力軸5を出力軸11に直結し、その後クラッチC2を解放すると共にクラッチC1を締結すること（クラッチの掛け替え）により第4速から第5速へのアップシフトを行う。

かかるアップシフトの完了後、同期啮合機構38のカップリングスリーブ38aを中立位置に戻して歯車35をカウンターシャフト15から切り離し、その後クラッチC2を締結しておく。

これによりクラッチC1からのエンジン回転が第1入力軸5、およびカップリングスリーブ29aを経て出力軸11より軸線方向に出力され、第5速（変速比1:1）での動力伝達を行うことができる。

【0037】

第5速から第6速へのアップシフトに際しては、締結状態のクラッチC2を解放し、同期啮合機構37のカップリングスリーブ37aを左行させて歯車31をカウンターシャフト15に駆動結合し、その後クラッチC1を解放すると共にクラッチC2を締結すること（クラッチの掛け替え）により第5速から第6速へのアップシフトを行う。

かかるアップシフトの完了後、同期啮合機構29のカップリングスリーブ29aを中立位置に戻して第1入力軸5および出力軸11間の直結を解き、その後クラッチC1を締結しておく。

これによりクラッチC2からのエンジン回転が第2入力軸6、第6速歯車組G6、カウンターシャフト15、および出力歯車組19,20を経て出力軸11より軸線方向に出力され、第6速での動力伝達を行うことができる。

【0038】

なお、第6速から順次第1速へとダウンシフトさせるに際しても、上記アップシフトと逆の制御を行うことにより所定のダウンシフトを行わせることができる。

【0039】

後退動力伝達を希望する R レンジにおいては、N レンジで締結状態だったクラッチ C1 を解放し、同期嚙合機構 28 のカップリングスリーブ 28a を右行させて歯車 24 をカウンターシャフト 15 に駆動結合し、その後クラッチ C1 を締結する。

これによりクラッチ C1 からのエンジン回転が第 1 入力軸 5、後退歯車組 GR、カウンターシャフト 15、および出力歯車組 19, 20 を経て出力軸 11 より軸線方向に出力され、この際、後退歯車組 GR により回転方向を逆にされることから、後退変速段での動力伝達を行うことができる。

なお、後退変速段での発進時は、それ用にクラッチ C1 の締結進行制御を行うこと、勿論である。

【0040】

ところで、上記の構成になる本実施例のツインクラッチ式マニュアルトランスミッションにおいては、第 2 入力軸 6 およびカウンターシャフト 15 間に設ける偶数変速段グループ（第 2 速、第 4 速、第 6 速）の歯車組 G2, G4, G6 の配置に際し、

第 2 入力軸 6 上の歯車 30, 32, 34 のうち、外径が第 1 入力軸 5 および第 2 入力軸 6 間に介在させるニードルベアリング 8 用の軸受収納スペースを提供可能な歯車 30, 34 に係わる変速段（第 4 速、第 6 速）であって、そのうちの最も低速段（第 4 速）の歯車組 G4 をエンジンから最も遠い側に配置したから、

第 1 入力軸 5 にニードルベアリング（8）収納用の環状溝を形成することなく、第 2 入力軸 6 の後端および第 1 入力軸 5 間にニードルベアリング（8）収納スペースを確保することができ、第 1 入力軸 5 の強度低下を伴うことなく、第 2 入力軸 6 の後端および第 1 入力軸 5 間にニードルベアリング 8 を収納することが可能となる。

従って本実施例によれば、両入力軸 5、6 間に設けるニードルベアリング 7、8 の軸受スパンを大きくし得て両入力軸 5、6 間の軸受剛性を高く保つことができる。

【0041】

また本実施例によれば、第 2 入力軸 6 およびカウンターシャフト 15 間に設ける偶数変速段グループ（第 2 速、第 4 速、第 6 速）の歯車組 G2, G4, G6 の配置に際し、更に、上記第 4 速以外の他の変速段（第 2 速、第 6 速）のうち最高速段（第 6 速）の歯車組 G6 をエンジンに最も近い側に配置するため、

この歯車組 G6 を成すカウンターシャフト 15 上の歯車 31 が最高速段故に小径であることから、エンジンに近いカウンターシャフト 15 の前端を小径にすることができ、

カウンターシャフト 15 を中程から前端に向けて直径が小さくなるよう構成するという、前記した組み立て上の要求および強度上の要求をも満足させることができる。

【0042】

なお、第 2 入力軸 6 およびカウンターシャフト 15 間に設ける変速段グループが図示の場合の 3 個よりも多くて、エンジンから最も遠い側およびエンジンに最も近い側に配置する歯車組間に複数の変速段がある場合は、これら複数の変速段の歯車組を高速段の歯車組ほどエンジン寄りに配置することで、カウンターシャフト 15 を中程から前端に向けて細くするという前記の要求を満足させることができる。

【0043】

また、第 2 入力軸 6 およびカウンターシャフト 15 間に設ける変速段グループが図示例のように偶数変速段グループである場合、偶数変速段が図示例のように 3 個だけでなくそれ以上である場合においても、実用上好適な変速比との関係において図示例と同じく第 4 速が前記の要求を満足し、第 4 速歯車組 G4 をエンジンから最も遠い側に配置するのが実用的であることを確かめた。

【0044】

更に本実施例においては、第 2 入力軸 6 およびカウンターシャフト 15 間に設ける変速段グループ（第 2 速、第 4 速、第 6 速）の歯車組 G2, G4, G6 をそれぞれ適宜伝動可能にするための同期嚙合機構 38, 37 を全てカウンターシャフト 15 側に配置したから、

中空のため、また径方向スペースの制約で薄肉になる傾向にある第 2 入力軸 6 上に同期嚙合機構 38, 37 を設ける必要がなく、第 2 入力軸 6 の剛性低下を回避することができて大

いに有利である。

【0045】

本実施例においては更に、第2入力軸6およびカウンターシャフト15間に設ける変速段グループ(第2速、第4速、第6速)の歯車組G2,G4,G6のうち、エンジンに最も近い側に配置した歯車組G6と、その隣に配置された歯車組G2との間に、エンジンに最も近い側に配置した歯車組G6を適宜伝動可能にする専用の噛合機構37を配置したから、

この噛合機構37と歯車組G2(歯車33)との間に、クラッチギヤ37bのようなクラッチギヤを含む同期噛合用の構造物が存在せず、その分歯車組G2(歯車33)を、変速機ケース前壁1aに対するカウンターシャフト15の軸承部(ローラベアリング)16に接近させ得て、大減速比故に大きなトルクを伝達する歯車組G2(歯車33)の支持剛性を、当該大トルクに耐え得るよう十分なものにすることができる。

【0046】

なお図示例のように、第2入力軸6およびカウンターシャフト15間に設ける変速段グループ(第2速、第4速、第6速)の歯車組G2,G4,G6を前記のように配置し、これら歯車組G2,G4,G6を適宜伝動可能にするための噛合機構38,37をカウンターシャフト15側に配置し、カウンターシャフト15側に配置する噛合機構として、第2速および第4速に兼用の噛合機構38を第2速の歯車組G2および第4速の歯車組G4間に配置し、第6速に専用の噛合機構37を第2速の歯車組G2および第6速の歯車組G6間に配置する場合、前記した諸々の作用効果を全て奏することができ、FR車用の前進6速ツインクラッチ式マニュアルトランスミッションとして大いに有利である。

【図面の簡単な説明】

【0047】

【図1】本発明の一実施例になるツインクラッチ式マニュアルトランスミッションを示す骨子図である。

【図2】同ツインクラッチ式マニュアルトランスミッションの実体構成を示す縦断側面図である。

【符号の説明】

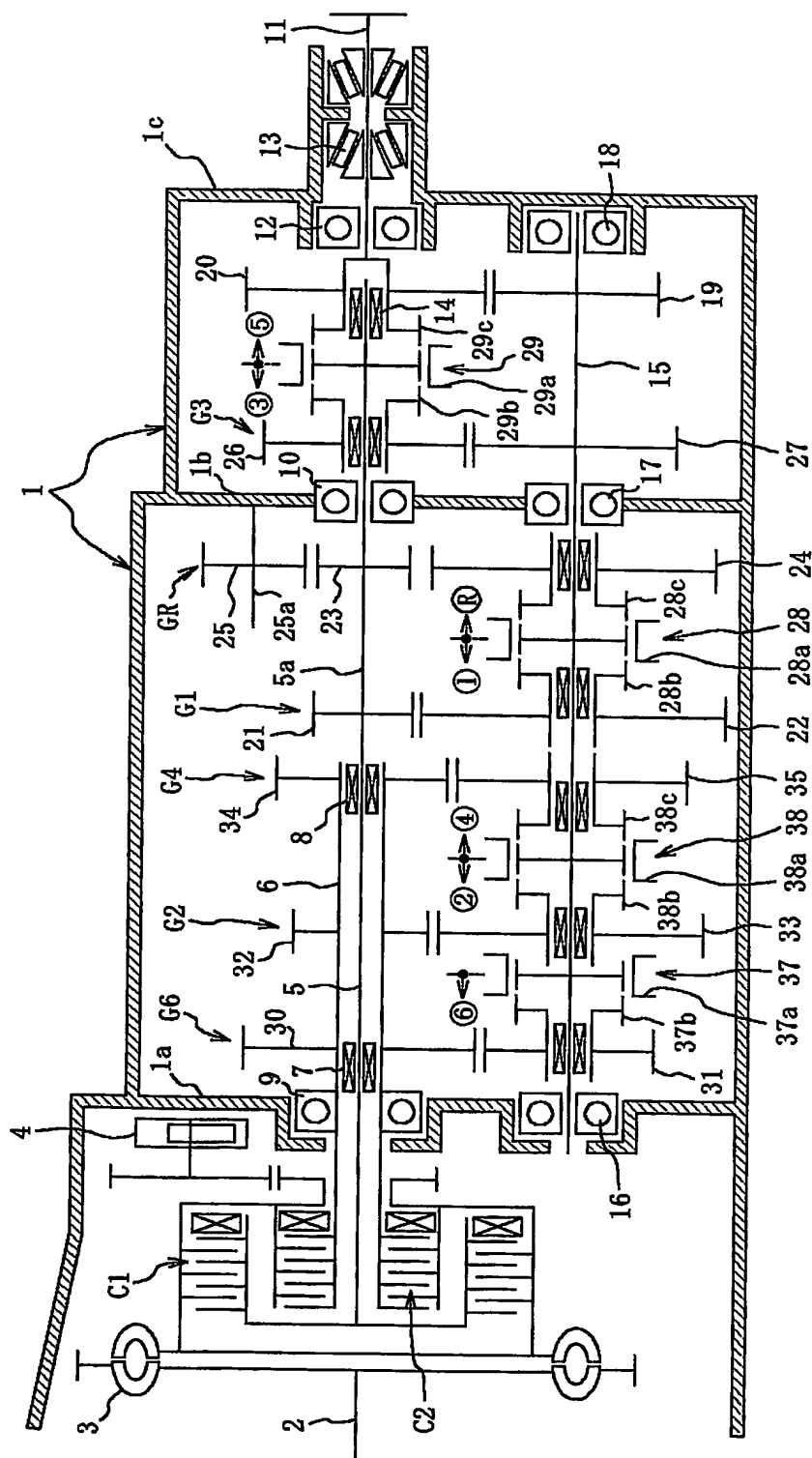
【0048】

- 1 変速機ケース
- 1a 変速機ケース前壁
- 1b 変速機ケース中間壁
- 1c 変速機ケース後壁
- 2 エンジンクランクシャフト
- C1 奇数変速段クラッチ
- C2 偶数変速段クラッチ
- 3 トーショナルダンパ
- 4 オイルポンプ
- 5 第1入力軸
- 5a 第1入力軸後端部
- 6 第2入力軸
- 7 フロント側ニードルベアリング
- 8 リヤ側ニードルベアリング
- 11 出力軸
- 15 カウンターシャフト
- 19 カウンターギヤ
- 20 出力歯車
- G1 第1速歯車組
- G2 第2速歯車組
- G3 第3速歯車組
- G4 第4速歯車組

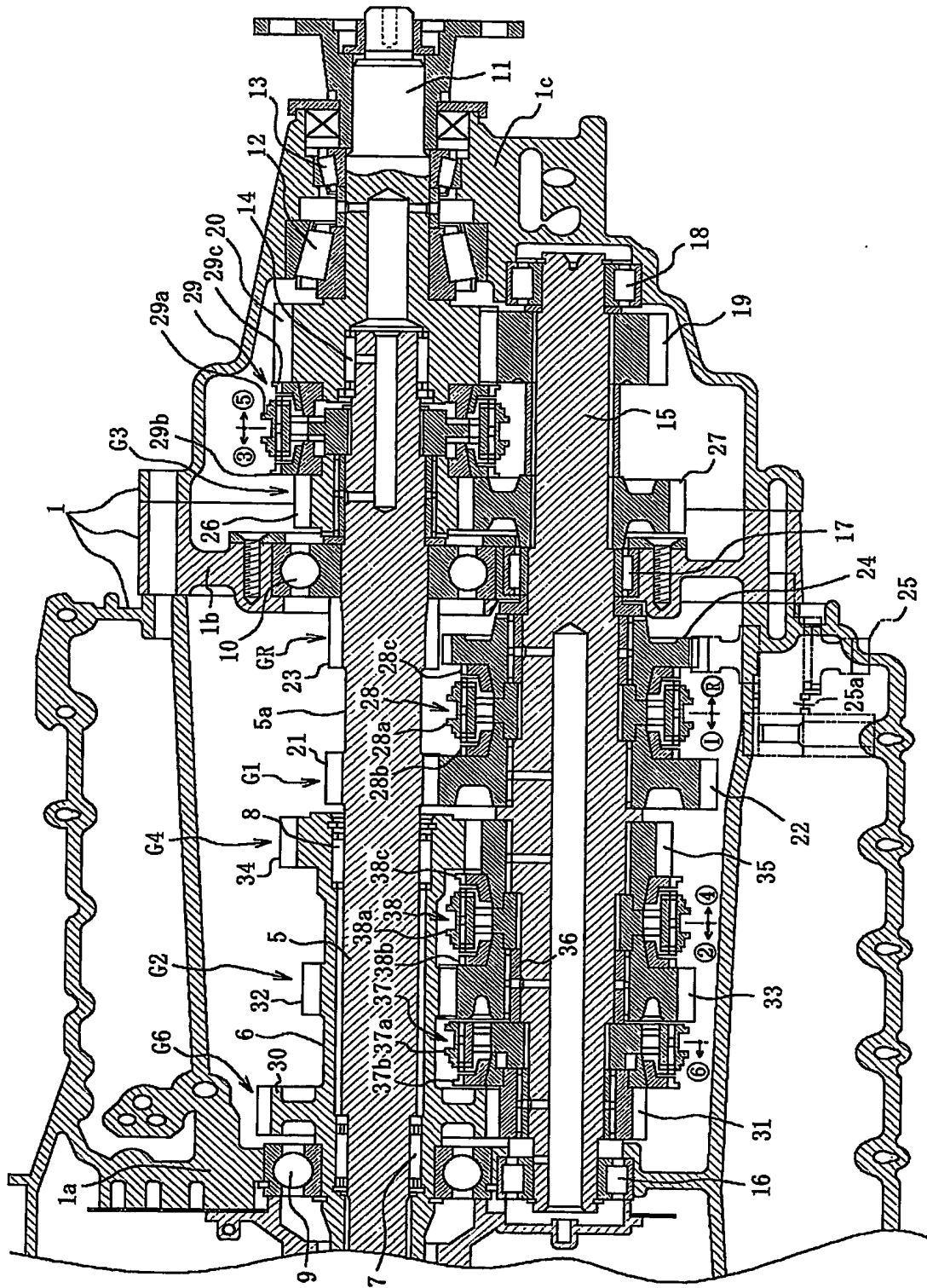
G6 第 6 速齒車組
GR 後退齒車組
28 1 速－後退用同期嚙合機構
29 3 速－ 5 速用同期嚙合機構
37 6 速用同期嚙合機構
38 2 速－ 4 速用同期嚙合機構

【書類名】 図面

【図1】



【図 2】



【書類名】要約書

【要約】

【課題】二重軸とした第1、第2入力軸間の軸受のうち、後方の軸受をアウト側第2入力軸の後端に配置可能にして軸受スパンを大きくし、カウンターシャフトを前端に向けて先細形状にし得る歯車組の配置を提案する。

【解決手段】第1入力軸5を包套する第2入力軸6およびカウンターシャフト15間に設ける変速段グループ（第2速、第4速、第6速）の歯車組G2, G4, G6の配置に際し、第2入力軸6上の歯車30, 32, 34のうち、外径が第1入力軸5および第2入力軸6間に介在させるニードルベアリング8用の軸受収納スペースを提供可能な歯車30, 34に係わる変速段（第4速、第6速）であって、そのうちの最も低速段（第4速）の歯車組G4をエンジンから最も遠い側に配置し、第4速以外の他の変速段（第2速、第6速）のうち最高速段（第6速）の歯車組G6をエンジンに最も近い側に配置し、残りの第2速歯車組G2を第2入力軸6の両端間に配置する。第2入力軸6の後端および第1入力軸5間にニードルベアリング（8）収納スペースを確保することができ、ニードルベアリング7, 8の軸受スパンを大きくし得ると共に、カウンターシャフト15を前端に向けて先細形状にし得る。

【選択図】図2

特願 2004-082299

ページ： 1/E

出願人履歴情報

識別番号

[000003997]

1. 変更年月日

1990年 8月31日

[変更理由]

新規登録

住所

神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地

氏名

日産自動車株式会社

Document made available under the Patent Cooperation Treaty (PCT)

International application number: PCT/GB05/001046

International filing date: 21 March 2005 (21.03.2005)

Document type: Certified copy of priority document

Document details: Country/Office: JP
Number: 2004-082299
Filing date: 22 March 2004 (22.03.2004)

Date of receipt at the International Bureau: 27 July 2005 (27.07.2005)

Remark: Priority document submitted or transmitted to the International Bureau in compliance with Rule 17.1(a) or (b)



World Intellectual Property Organization (WIPO) - Geneva, Switzerland
Organisation Mondiale de la Propriété Intellectuelle (OMPI) - Genève, Suisse